

大空间建筑室内气流组织 数值模拟与舒适性分析

石家庄铁道学院 胡定科[☆] 荣先成 罗 勇

摘要 分别对采用百叶侧送侧回、喷口侧送侧回、散流器顶送下回、分层空调、置换通风方式的大空间建筑空调室内空气流的速度场和温度场进行了数值模拟,并对其结果进行了实验验证。根据 ADPI 指标对这几种送回风方式进行了热舒适性评价。结果表明,分层空调和置换通风是大空间建筑中较好的气流组织方式。

关键词 大空间建筑 气流组织 速度场 温度场 数值模拟 热舒适

Numerical simulation and thermal comfort analysis of indoor air distribution in large space buildings

By Hu Dingke[★], Rong Xiancheng and Luo Yong

Abstract Numerically simulates the velocity field and the temperature field in large space buildings separately adopting register sidewall air supply and sidewall return, nozzle outlet sidewall air supply and sidewall return, diffuser ceiling air supply and below return, stratificated air conditioning and displacement ventilation, and verifies the results by experiments. Based on the index of ADPI, evaluates these air supply methods in thermal comfort. The results indicate that stratificated air conditioning and displacement ventilation are better modes for air conditioning in a large space buildings.

Keywords large space building, air distribution, velocity field, temperature field, numerical simulation, thermal comfort

★ Shijiazhuang Railway Institute, Shijiazhuang, China

①

0 引言

常规空调系统气流组织的设计是以送风射流为基础,通过反复迭代对温度和速度进行校核,最后找到合理的送回风方案和参数。空调房间的送风射流大多属于多股非等温受限湍流射流,而一般的设计方法是在单股等温湍流送风射流规律的基础上,引入射流受限、射流重合和非等温射流修正系数,这种方法忽略了很多其他因素,如排风口的尺寸和位置、热源的性质和位置等,因此必然有一定的误差,在某些情况下甚至有很大的误差。若简单地将这种方法用于高大空间空调系统的气流组织设计,是不合适的。

对于高大空间空调系统的气流组织设计,目前尚无成熟的理论和实验结论,主要研究手段是将气流数值分析和模型相结合。由于气流数值分析涉

及室内各种可能的内扰、边界条件和初始条件,因此能全面地反映室内的气流分布情况,从而便于确定最优的气流组织方案^[1]。

1 大空间建筑室内气流组织有限元法数值模拟

1.1 物理模型假设

机械通风房间内的空气流动多属于非稳态湍流流动,直接模拟尚不现实。在解决实际问题时,需要对物理模型进行一定的假设和简化处理^[2]。笔者作了以下假设:

①☆ 胡定科,男,1970年4月生,硕士研究生,讲师
050043 石家庄铁道学院机械工程分院
(0) 13930170343
E-mail: hudk@sjzri.edu.cn
收稿日期:2004-04-12
一次修回:2005-03-08
二次修回:2006-04-03

- 1) 室内空气为低速不可压缩气体,且符合 Boussinesq 假设;
- 2) 室内空气流动为准稳态湍流流动;
- 3) 忽略能量方程中由于黏性作用引起的能量耗散。

1.2 控制方程求解与罚函数的采用

应用 $K-\epsilon$ 两方程模型模拟湍流,加上连续性方程、动量方程、能量方程组成控制方程组。方程组中空气密度 $\rho=1.1941 \text{ kg/m}^3$,黏度 $\mu=1.81 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$,6 个经验系数的取值如下: $C_\mu=0.09$, $C_1=1.44$, $C_2=1.92$, $\sigma_T=0.9 \sim 1.0$, $\sigma_K=1.0$, $\sigma_\epsilon=1.3$ 。对流场控制方程用有限元法求解。

为防止病态方程组出现,本文采用罚函数法。罚函数模型是压力-速度模型的变形形式,把连续方程作为罚函数约束导入动量方程从而消去压力项,得到只有速度项的动量方程,即令

$$p = -\lambda_p (\nabla \cdot v) \quad (1)$$

式中 λ_p 是罚参数。在求解其他变量之前,将压力从全部未知量中消去,这将减少求解未知量的数目。压力在其他变量求出后重新求得^①。

2 各种送风方式下大空间室内气流组织数值模拟^[3-5]

2.1 研究对象

本文的研究对象为有内热源、尺寸为 $12 \text{ m} \times 8.4 \text{ m} \times 5.0 \text{ m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高)的长方体建筑模型(如图 1 所示),风口设在外墙侧。人员和设备由于

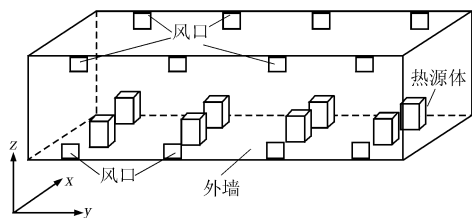


图 1 建筑模型示意图

不断放出热量,对室内气流分布特性有重要影响,将其视作内热源处理。内热源模型为 $0.4 \text{ m} \times 1.2 \text{ m} \times 1.3 \text{ m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高)的长方体。在内热源模型内部不求解控制方程,把它的内表面视作速度为 0 的壁面。考虑模型的对称性,取一个空调送风单元 ($3 \text{ m} \times 4.2 \text{ m} \times 5.0 \text{ m}$) 进行模拟计算分析。本文主要讨论 0.1 m 和 1.1 m 高度的情况,这两个平面之间的区域可以代表工作区。

2.2 边界条件的处理

室内温度设定为 $(26 \pm 2)^\circ\text{C}$,内墙的温度设定为 26°C ,外墙为 26.5°C ,屋顶为 26°C 。人体和设备的发热功率之和为 600 W。本文应用有限元的非统一网格,在人体和设备周围、外墙附近及风口附近对网格进行加密,在壁面附近采用壁面函数法。非线性方程组由 FIDAP(流体力学有限元软件包)的求解器通过迭代求解。

2.3 常用送回风方式下室内气流组织模拟及气流分布特性评价

本文用 FIDAP 软件对五种送回风方式进行了数值模拟,用 FIPOST 绘出速度矢量图和温度等值线图,并经过对 FDOUT 文件中的数据进行处理得到工作区内的每个研究点的速度和温度。

2.3.1 四种上送风方式室内气流组织数值模拟

数值模拟结果见表 1。

2.3.2 下送风方式(置换通风)室内气流组织模拟

置换通风气流组织的影响因素很多,例如热源的大小和位置、送风温度以及障碍物的高度和位置等^[6]。由于长方体内热源模型的假设不能很好反映置换通风的流动特点,所以在此将内热源简化为一个处于房间底部正中间的面积为 $0.4 \text{ m} \times 0.4 \text{ m}$ 的面热源,热源温度为 40°C 。为了模拟热源气流的上升,假设送风速度为 0.3 m/s ,考虑冷气流的特点,假定地面温度为 22°C ,其余边界条件与前文相同。置换通风的送风温差一般为 $2 \sim 4^\circ\text{C}$ ^[6-7],本文取 4°C ,则送风温度为 22°C ,送风速度为 0.25 m/s ,送风口尺寸为 $1.0 \text{ m} \times 0.5 \text{ m}$ 。尺寸为 $1.0 \text{ m} \times 0.5 \text{ m}$ 的回风口布置在屋顶靠近置换装置的一侧,回风速度为 0.35 m/s 。模拟显示 $z=0.1 \text{ m}$ 断面上平均温度为 22.66°C ,平均速度为 0.025 m/s 。模拟得到的 $y=1.5 \text{ m}$ 和 $z=1.1 \text{ m}$ 平面的速度图见图 2。

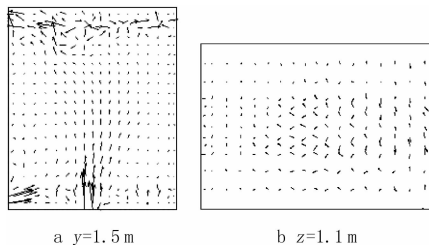


图 2 置换通风速度模拟结果

① 西安交通大学计算物理教研室,西安交通大学计算中心,译. FIDAP 用户手册. 1989:1-23

表 1 四种上送风方式模拟结果

送回风方式	有关参数及边界条件	y=1.5 m 速度图	z=1.1 m 速度图	z=0.1 m 速度图
百叶侧送侧回	屋顶及照明负荷 365 W, 外墙负荷 256 W; 送风温差 7℃, 送风量 518 m³/h, 送风速度 3.6 m/s; 双层百叶送风口尺寸 0.4 m×0.1 m, 单层百叶回风口尺寸 0.4 m×0.14 m, 回风速度 2.57 m/s			
喷口侧送侧回	屋顶及照明负荷 365 W, 外墙负荷 256 W; 送风温差 7℃, 送风量 518 m³/h, 送风速度 6.87 m/s; 送风口直径 0.163 m, 单层百叶回风口尺寸 0.4 m×0.14 m, 回风速度 2.57 m/s			
散流器顶送下回	屋顶及照明负荷 365 W, 外墙负荷 256 W; 送风温差 7℃, 送风量 518 m³/h, 送风速度 3.6 m/s; 方形散流器颈部尺寸 0.2 m×0.2 m, 扩散角 30°, 高 0.1 m; 单层百叶回风口尺寸 0.4 m×0.14 m, 回风速度 2.57 m/s			
分层空调	外墙负荷 214 W; 送风温差 7℃, 送风量 346 m³/h, 送风速度 2.4 m/s; 双层百叶送风口尺寸 0.4 m×0.1 m, 单层百叶回风口尺寸 0.4 m×0.14 m; 回风速度 1.16 m/s, 回风温度 26℃, 回风比 68%; 排风速度 0.8 m/s, 排风口尺寸 0.4 m×0.1 m, 排风比 32%			

2.3.3 五种送回风方式室内气流分布特性评价

对舒适性空调来说,评价标准不外乎舒适性和经济性两个方面,前者是对气流在工作区形成的温度场、速度场能否满足人员的卫生和舒适要求的评价,后者则考虑为消除工作区的余热,送风的耗冷量是否最低。对气流组织性能有多种评价指标,如温度不均匀系数 k_t ,速度不均匀系数 k_v ,符合给定条件测点比例数 F ,以及能量利用系数 η 等。以上五种送风方式工作区内气流的特点及分布特性参数见表 2。气流组织性能的评价见表 3。

2.3.4 模拟结果的验证

利用已有条件,将模型间建在实验室的顶层中部房间,有一面外墙,模型尺寸与模拟模型一致,测试人员与仪器处于模拟时内热源位置。控制送回风参数与模拟条件一致,对上送风方式模拟结果进

表 2 五种送风方式工作区内(z=1.1 m 平面)气流分布参数及特点的比较

	最高温度/ ℃	最低温度/ ℃	平均温度/ ℃	与 z=0.1 m 平面最大垂直 温差/℃	最大速度/ (m/s)	平均速度/ (m/s)
百叶侧送侧回	28.86	26.44	27.38	1.76	0.593	0.211
喷口侧送侧回	28.48	26.13	26.99	1.63	0.199	0.132
散流器顶送下回	28.00	26.36	27.13	1.66	0.584	0.233
分层空调	28.53	26.33	27.24	1.59	0.474	0.227
置换通风	25.74	25.14	25.51	3.00	0.080	0.041

表 3 五种送风方式气流组织性能(z=1.1 m 平面)评价比较

	k_t	k_v	F	η	能量消耗
百叶侧送侧回	0.026 2	0.569	0.678	0.881	一般
喷口侧送侧回	0.024 4	0.320	0.875	0.910	一般
散流器顶送下回	0.019 5	0.617	0.791	0.905	一般
分层空调	0.024 6	0.487	0.750	0.890	较低
置换通风	0.006 5	0.517	1.000	1.140	小

行实验验证。用热球式风速仪、水银温度计测工作区内的风速和温度,测点布置见图 3。实验结果与模拟结果的比较见图 4~11,模拟值与实验值的差

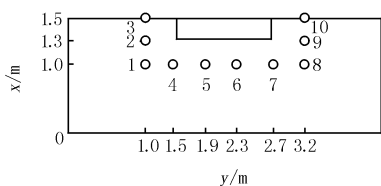


图 3 测点布置示意图

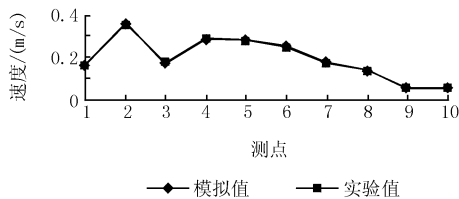
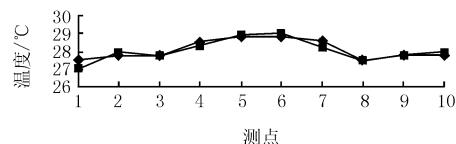
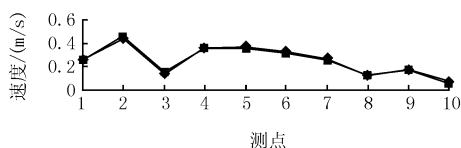


图 4 百叶侧送侧回速度比较结果



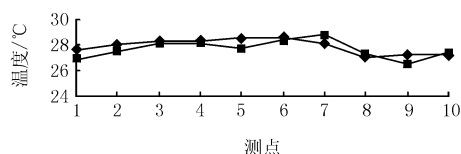
图例同图 4

图 5 百叶侧送侧回温度比较结果



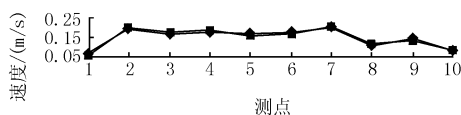
图例同图 4

图 6 分层空调速度比较结果



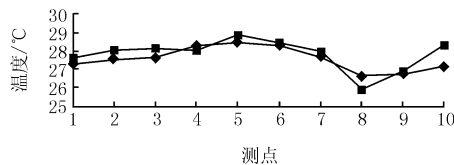
图例同图 4

图 7 分层空调温度比较结果



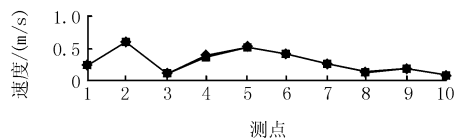
图例同图 4

图 8 喷嘴侧送侧回速度比较结果



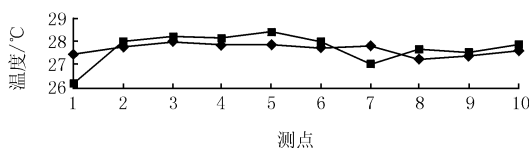
图例同图 4

图 9 喷嘴侧送侧回温度比较结果



图例同图 4

图 10 散流器顶送下回速度比较结果



图例同图 4

图 11 散流器顶送下回温度比较结果

3 影响室内环境热舒适性的因素及评价指标

3.1 影响室内热舒适性的因素

影响室内热舒适的因素主要有 6 个,即与环境有关的 4 个因素:空气温度、空气速度、相对湿度及平均辐射温度;与人有关的 2 个因素:人体代谢率(活动量)及服装热阻^[8]。

3.2 热舒适评价指标

以下是几种常用的评价方法及指标^[7]:1) 温度指标;2) 有效温度 ET ;3) Fanger 舒适方程;4) $PMV-PPD$ 指标;5) 有效风感温度 EDT (effective draft temperature)与 $ADPI$ 指标^[3]。

对于大空间建筑的舒适性空调来说,辐射影响有限;相对湿度在较大范围内(30%~70%)变化,对人体热舒适影响不明显。可主要考虑空气温度与风速的综合作用。国外用 EDT 来反映受风感下的舒适指标,用 $ADPI$ (EDT 值在 $-1.7 \sim +1.1$ °C 范围内的测点数所占的百分数)来反映空间的舒适度, $ADPI$ 指标将空气温度、气流速度与人的舒适感三者联系起来。如果 $ADPI=100\%$,表示全室人员都感到舒适; $ADPI$ 达到 80%以上,即可认为是令人满意的,但在大空间中不易达到。

3.3 五种送风方式的 $ADPI$ 评价指标计算结果分析

3.3.1 $ADPI$ 评价指标计算结果(见表 4)

值不超过 5%。对于置换通风,将本文模拟结果与文献^[6]中的模拟结果进行比较,二者近乎相同。说明本文模拟方法可行。

表 4 五种送风方式设计负荷及变负荷时的 ADPI %

	设计负荷	80%设计负荷, 变送风量,定 送风温度	80%设计负荷, 定送风量,变 送风温度
百叶侧送侧回	50.0	83.3	79.2
喷口侧送侧回	58.4	58.3	54.2
散流器顶送下回	70.8	66.7	75.0
分层空调	75.0	85.0	87.5
置换通风	100	100	100

3.3.2 结果分析

从表 4 可以看出,上送风方式中分层空调的 ADPI 值最大,即热舒适性最好,在负荷减小时,ADPI 值增大;散流器顶送下回的 ADPI 值低于分层空调,在负荷减小时,ADPI 值也增大,在负荷变化时,定风量热舒适性好。喷口侧送侧回 ADPI 值较小,但在负荷变化时,ADPI 值减小;百叶侧送侧回在设计负荷时,ADPI 值最小,但变负荷时 ADPI 值增大,变风量效果最好。而下送方式的置换通风在满足特定条件下(控制风速、风温、垂直温差),始终有好的热舒适性。

4 结论

4.1 从流场情况看,上送风的几种形式中,百叶侧送侧回、喷口侧送侧回、散流器顶送下回、分层空调有相似的气流流动规律,但分层空调较为节能;喷口送风工作区平均温度、速度均较低,垂直温差、不均匀系数均较小,能量利用系数较大;散流器顶送下回方式气流在整个空间的分布较均匀,可较好地减少内热源对周围环境的热影响($z=1.1$ m 平面

上最高温度值比其他方式小),但其平均速度较大,在风口下部的人有吹风感;百叶侧送侧回是最差的一种方式,其垂直温差最大,平均温度最高,不均匀系数较大,能量利用系数较低。

置换通风的造价相对较低,工作区内的温度场和速度场也较均匀,能量利用系数较高,有较好的节能效果。

4.2 从舒适性角度看,设计负荷时置换通风方式舒适性最好,其次为上送风方式的分层空调、散流器顶送、喷口侧送、百叶侧送。

总之,从舒适、节能的要求看,上送风方式的分层空调、下送风方式的置换通风在大空间建筑空调中是较好的送风方式。

参考文献

[1] 谭良才,陈沛霖. 高大空间恒温气流组织设计方法研究[J]. 暖通空调,2002,32(2):1-4

[2] 马国彬,魏学孟. 重力循环空调房间气流组织的数值模拟[J]. 建筑热能通风空调,2002(2):40-46

[3] 范存养. 大空间建筑空调设计及工程实录[M]. 北京: 中国建筑工业出版社,2001:22-23

[4] 黄翔,连之伟. 空调工程应用[M]. 北京:科学出版社,1999:84-96

[5] 胡定科. 大空间建筑室内气流数值模拟及控制研究[D]. 石家庄:石家庄铁道学院,2003:33-70

[6] 马国彬,魏学孟. 置换通风气流组织及其影响因素分析研究[J]. 建筑热能通风空调,2002(3):5-8

[7] 连之伟. 空调房间热环境模糊综合评判[J]. 暖通空调,2001,31(5):15-18

(上接第 38 页)

[56] Storch D, Kushner M. Destruction mechanisms for formaldehyde in atmospheric pressure low temperature plasmas[J]. J Appl Phys, 1993, 73(1): 51-57

[57] Francke K P, Miessner H, Rudolph R. Plasmacatalytic processes for environmental problems [J]. Catalysis Today, 2000, 59: 411-416

[58] Chang J S. Recent development of plasma pollution control technology: a critical review[J]. Science and Technology of Advanced Materials, 2001, 2: 571-576

[59] Daniels S. Air ionization of indoor environments for control of volatile and particulate contaminants with nonthermal plasmas generated by dielectric-barrier discharge [G] // IEEE Transactions On Plasma Science, 2002, 30(4):1471-1482

[60] Holzer F, Roland U, Kopinke F D. Combination of

non-thermal plasma and heterogeneous catalysis for oxidation of volatile [J]. Catalysis Today, 2002, 38: 163-181

[61] Yamamoto T, Ramanathan K. Control of volatile organic compounds by an ac energized ferroelectric pellet reactor and a pulsed corona reactor [J]. Applied Catalysis B: Environmental, 2002, 38: 163-181

[62] Mizuno A, Memver S. Indoor air cleaning using a pulsed discharge plasma [G]//IEEE Transactions on Industry Applications, 1999, 35(6): 1284-1289

[63] Fanger P O. Air quality not just air quality [J]. ASHRAE Journal, 1989, 31 (7): 46-49

[64] ASHRAE Public Review Draft 6221989. Ventilation for acceptable indoor air quality [S]. Atlanta, 1989

[65] ASHRAE Public Review Draft 6221989R. Ventilation for acceptable indoor air quality [S]. Atlanta, 1996